

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení - 338

Návrh vysokotlaké zkoušečky pro tlaky 200 MPa a průtoku $3 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
High Pressure Tester Design for Parameters of $p=200\text{MPa}$ and $Q_v=3\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$

Student:

Jan Byrtus

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Marian Bojko, Ph.D.

Ostrava 2009

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracovala samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedla jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byla seznámena s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o veřejných školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Adresa trvalého pobytu :

Elišky Krásnohorské 19
746 01, Opava

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

BYRTUS, J. *Návrh vysokotlaké zkoušečky pro tlaky 200 MPa a průtok 3 dm³.min⁻¹*. Ostrava: Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009, X s. Bakalářská práce, vedoucí: Bojko, M.

Cílem této bakalářské práce je návrh vysokotlaké zkoušečky pro tlaky 200 MPa a průtok 3 dm³.min⁻¹. Teoretická část bakalářské práce se zabývá literární rešerší dostupných vysokotlakých zkoušeček. Následně je proveden návrh hydraulického obvodu vysokotlaké zkoušečky včetně specifikace jednotlivých hydraulických prvků pro definované provozní parametry s výpočtem tlakových ztrát v tlakové větvi olejového okruhu. V poslední kapitole je definován návrh měření pomocí dostupných měřidel.

ANNOTATION BACHELOR THESIS

BYRTUS, J. *High Pressure Tester Design for Parameters of $p=200\text{MPa}$ and $Q_v=3\text{dm}^3.\text{min}^{-1}$* . Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipments, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB-Technical University of Ostrava, 2009, X pages. Bachelor Thesis, supervised by: Bojko, M.

The bachelor thesis deals with the design of high pressure tester for parameters: $p=200\text{MPa}$ and $Q_v=3\text{dm}^3.\text{min}^{-1}$. In theoretical part there is a literature search of available high pressure testers. Next, the design of hydraulic circuit of the high pressure tester is introduced. The design also contains a specification of particular hydraulic elements for defined operation parameters with a calculation of pressure losses in the oil circuit. The design of measurement with available measuring instruments is defined in the last chapter.

Poděkování

Děkuji vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Marianu Bojkovi, Ph.D. za ochotu při odborných konzultacích a také Ing. Jiřímu Plichtovi za pomoc při praktických a funkčních konzultacích.

OBSAH:

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ.....	2
1 ÚVOD DO PROBLEMATIKY VYSOKOTLAKÝCH ZKOUŠEČEK	4
1.1 PŘEHLED VYSOKOTLAKÝCH ZKOUŠEČEK NA TRHU	4
1.2 ZKOUŠEČKA PRVKŮ PŘI VYŠŠÍ TEPLOTĚ KAPALINY	9
2 DRUHY HYDRAULICKÝCH KAPALIN	10
2.1 MINERÁLNÍ OLEJE	10
2.2 TĚŽKO ZÁPALNÉ KAPALINY.....	10
2.2.1 HFA (emulze oleje ve vodě – nízkoprocentní emulze)	11
2.2.2 HFB (emulze voda v oleji).....	11
2.2.3 HFC (vodní roztoky polymerů).....	11
2.2.4 HFD (bezvodné syntetické kapaliny).....	11
2.2.5 Voda (destilovaná).....	12
3 FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTÍ KAPALINY PŘI VYSOKÉM TLAKU.....	13
3.1 ZÁVISLOST VIZKOZITY NA TLAKU	13
4 POŽADAVKY NA VLASTNOSTI MATERIÁLŮ HYDRAULICKÝCH KOMPONENTŮ	14
4.1 KOROZIVNÍ PŮSOBNÍ NA KOVY	14
4.2 PEVNOST A TVRDOST MATERIÁLŮ	15
5 NÁVRH VYSOKOTLAKÉ ZKOUŠEČKY.....	16
5.1 NÁVRH A TECHNICKÉ PARAMETRY MULTIPLIKÁTORU	17
5.1.1 Multiplikátor vysokotlaké zkoušečky	19
5.2 NÁVRH VODNÍHO OKRUHU	20
5.2.1 Návrh čerpadla.....	20
5.2.2 Návrh filtrační jednotky.....	20
5.2.3 Návrh kapaliny	21
5.2.4 Návrh rozvaděče.....	21
5.2.5 Návrh tlakových uzavíracích ventilů.....	22
5.2.6 Návrh vypouštěcího ventilu.....	23
5.3 NÁVRH OLEJOVÉHO OKRUHU	23
5.3.1 Návrh čerpadla olejového okruhu	23
5.3.2 Návrh Akumulátoru	24
5.3.3 Návrh Jednosměrného ventilu	24
5.3.4 Návrh pojistného ventilu.....	25
5.3.5 Návrh rozvaděče.....	25
5.3.6 Návrh filtrační jednotky.....	26
5.3.7 Návrh vypouštěcího ventilu.....	26
5.3.8 Návrh škrtícího ventilu	27
5.3.9 Návrh chlazení.....	27
5.3.10 Návrh hydraulického oleje.....	28
6 VÝPOČET TLAKOVÝCH ZTRÁT	29
6.1 TLAKOVÉ ZTRÁTY NA VEDENÍ K ROZVADĚČI.....	29
6.2 TLAKOVÉ ZTRÁTY NA ROZVADĚČI.....	29
6.3 TLAKOVÉ ZTRÁTY NA VEDENÍ OD HYDROGENERÁTORU K ROZVADĚČI.....	30
6.4 TLAKOVÉ ZTRÁTY NA JEDNOSMĚRNÉM VENTILU	30
6.5 CELKOVÁ TLAKOVÁ ZTRÁTA A NASTAVENÍ POJISTNÉHO VENTILU	30
7 NÁVRH MĚŘENÍ POMOCÍ DOSTUPNÝCH MĚŘIDEL	31
8. ZÁVĚR.....	33
POUŽITÁ LITERATURA	34
SEZNAM PŘÍLOH.....	36

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ

p_o	tlak oleje	[MPa]
p_v	tlak vody (multiplikovaný)	[MPa]
Q_v	objemový průtok oleje	[dm ³ .min ⁻¹]
Q_o	objemový průtok oleje	[dm ³ .min ⁻¹]
Q_{sk}	objemový průtok oleje skutečný	[dm ³ .min ⁻¹]
Re	Reynoldsovo číslo	[1]
V_G	geometrický objem olejového čerpadla	[cm ³]
V	rychlost proudění	[m.s ⁻¹]
Y	měrná energie	[J.Kg ⁻¹ .K ⁻¹]
d, d_1, d_2	průměry potrubí	[m]
e_z	měrná ztrátová energie	[J.kg ⁻¹]
f	frekvence	[Hz]
g	tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
h	rozdlí hladin	[m]
h_1, h_2	výšky hladin	[m]
h_z	ztrátová výška	[m]
k	absolutní drsnost	[m]
l	délka potrubí	[m]
l_e	ekvivalentní délka potrubí	[m]
n	otáčky	[min ⁻¹]
r	poloměr	[m]
p_1, p_2	odběrové tlaky z měřících prvků	[Pa]
p_z	tlaková ztráta	[Pa]
v, v_1, v_2	rychlosti proudění	[m.s ⁻¹]
v_s	rychlost na sání	[m.s ⁻¹]
v_v	rychlost na výtlaku	[m.s ⁻¹]
α	úhel	[°]
ε	poměrná drsnost	[1]
λ	součinitel tření	[1]
ν	kinematická viskozita	[m ² .s ⁻¹]
ρ	hustota	[kg.m ⁻³]
ζ	ztrátový součinitel	[1]

ζ_m

součinitel místních ztrát

[1]

 Δp

tlakový spád

[Pa]

1 ÚVOD DO PROBLEMATIKY VYSOKOTLAKÝCH ZKOUŠEČEK

Problematika vysokotlakých zkoušeček je velice složité odvětví, které je hodně specifické a náročné, kvůli jejich konstrukci, použití hydraulických prvků a nakonec i využití v technických aplikacích. Uplatnění nachází nejčastěji jako zkušební zařízení pro statické, ale i dynamické zkoušky. Vysokotlaká zkoušečka bude používána ke zkoušení hydraulických hadic, pojistných ventilů, hydraulických zámků a dalších hydraulických prvků. Vysokotlaké zkoušečky používají jako provozní kapalinu destilovanou vodu, popřípadě vodní emulzi z toho důvodu, že většina zkoušených hydraulických prvků je používána v důlním průmyslu. Konstrukce vysokotlakých zkoušeček je s ohledem na vysoké provozní tlaky (200 MPa) velice složitá. Velké nároky jsou kladeny na těsnění a zajištění správné funkce vysokotlaké zkoušečky. Díky těmto aspektům je cena jednotlivých prvků vysokotlaké zkoušečky vysoká a pořízení celého zařízení na zakázku od specializované firmy je velice nákladné.

1.1 Přehled vysokotlakých zkoušeček na trhu

Problematikou vysokotlakých zkoušeček se zabývá pouze několik specializovaných firem. V České republice se jedná o firmu PTV spol. s r.o., která vyrábí kompletní technologii pro řezání vysokotlakým vodním paprskem, včetně vysokotlakých čerpadel. V zahraničí je více firem zabývajících se problematikou vysokotlakých zkoušeček, a to v těchto státech (Anglii, USA, Itálii a Německu). Zahraniční firmy se zabývají především problematikou zkoušení průmyslových armatur, ale tlaky používané pro tyto zkoušky (6-10 bar) jsou pro účel zadání nedostačující.

Jediná firma na domácím trhu zabývající se problematikou vysokých tlaků je firma PTV. Hlavní specializací této firmy je řezání vodním paprskem. Firma PTV vznikla v roce 1991, a od té doby se vypracovala mezi žádané firmy zabývající se touto problematikou. Systém zdroje tlaku pro řezání vodním paprskem je možno jednoduchými technickými úpravami přepracovat na vysokotlakou zkoušečku. Jejich vysokotlaké zkoušečky se vyznačují vysokými tlaky a nízkými průtoky (kolem $5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$). Z nabídky firmy PTV je nejzajímavější typ vysokotlaké zkoušečky PVT JETS-3.8/60 Compact (Obr. 1.1) s maximálním pracovním tlakem 415 MPa a odpovídajícím průtokem $3,8 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$. Na tomto zařízení jsou použity špičkové technologie od firem Siemens, Parker a dalších. Zkoušečka je ovládaná plně elektronicky, má zabudovaný chladič a filtrační stanici, kdy pracovním médiem je

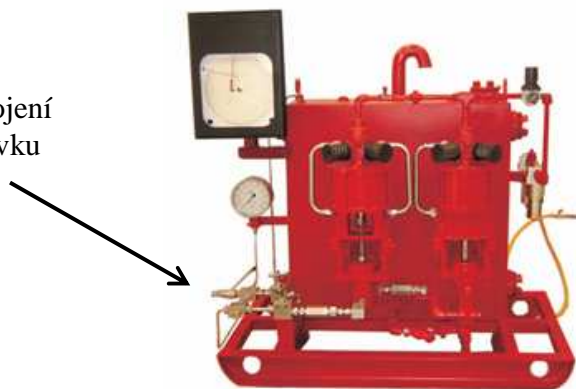
voda, pomocným médiem pak minerální olej, který ovládá multiplikátor tlaku. Obvody a řídicí prvky jsou umístěny v jednom kompaktním zařízení, a to umožňuje jednoduchou instalaci, jak je patrné z obrázku (Obr. 1.1). Dále je patrné, že zdroj tlaku je zakrytován a na přední části je ovládací panel.



Obr. 1.1- Vysokotlaké čerpadlo od firmy PTV - [1]

Jednou ze zahraničních firem zabývajících se problematikou vysokotlakého zkoušení hydraulických prvků, je Windlass Engineers, která vyrábí vysokotlaké zkoušečky pro těžařský průmysl (<http://windlassengineers.com/>). Vyrábějí vysokotlaké zkoušečky pro tlaky 100000-30000 Psi (od 70 Mpa do 210 Mpa). Na obrázku (Obr. 1.2) je vidět výstup pro připojení zkoušeného prvku a pracovní tlak je znázorňován ručičkovými manometry.

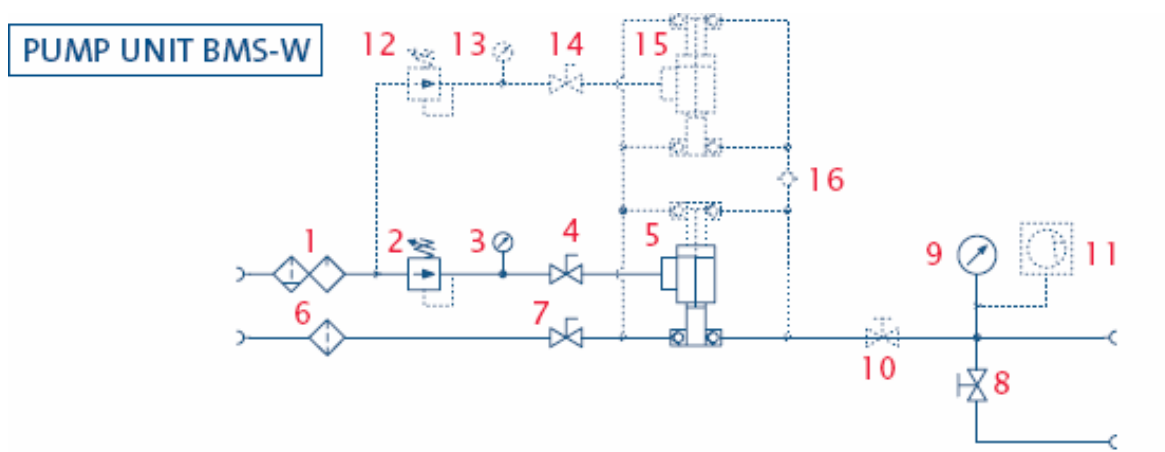
Výstup k připojení
zkoušeného prvku



Obr. 1.2- Vysokotlaká zkoušečka od firmy Windlass Engineers - [2]

Další zahraniční firma je Italská firma Resato (<http://www.resato.com/>), která se zabývá vysokotlakými zkoušečkami a problematikou vysokotlaké hydrauliky. Tyto vysokotlaké zkoušečky

jsou používány pro zkoušení potrubí a hydraulických prvků. Na obrázku (Obr. 1.4) je zobrazena vysokotlaká zkoušečka, kde lze vidět hydraulický obvod a řídicí panel. Tlaky u těchto zkoušeček se pohybují od 16 MPa do 400 MPa. Pro zadané parametry (200 MPa) je tento rozsah vyhovující. Hydraulické schéma zkoušečky je znázorněno na obrázku (Obr. 1.3), která funguje na principu zvyšování tlaku pomocí kontinuálního multiplikátoru (5). Velikost výstupního tlaku je regulována redukčním ventilem (2) a čistotu kapaliny zajišťuje filtrační jednotka (1). Pro zvýšení výstupního tlaku se může použít pomocný obvod označený čárkovanou čarou, který je znázorněný na obrázku (Obr. 1.3).



Obr. 1.3 Jednoduché schéma zdroje tlaku - [3]

1- filtr, 2 - redukční ventil, 3 – manometr, 4 – uzavírací ventil, 5 – multiplikátor tlaku, 6 – filtr,
7 – uzavírací ventil, 8 – vypouštěcí ventil, 9 – manometr, 10 – uzavírací ventil, 11 – zkoušený prvek,
12 – redukční ventil, 13 – manometr, 14 – uzavírací ventil, 15 – multiplikátor tlaku



Obr. 1.4 Zkoušečka od firmy Resato - [3]

Další firma zabývající se vysokotlakými zkoušečkami je americká firma Jet edge, která se zabývá řezáním vodním paprskem. Parametry vysokotlakých zkoušeček jsou od 10 MPa do 410 MPa odpovídajícím průtokem do 5,8 dm³. Výhodou těchto vysokotlakých zkoušeček je, že pracují i s úplně čistou vodou a na základě těchto technických parametrů se nejvíce blížila mým zadaným parametrům a mé požadované funkci.

Specifické technické parametry vysokotlaké zkoušečky Jet edge

- Délka: 86 in (218 cm)
- Šířka: 40 in (102 cm)
- Výška: 55 in (140 cm)
- Přibližná váha s kapalinou: 4500 lbs. (2041 kg)

Elektrický motor

- Výkon motoru: 75 hp (56 kw)
- Typ motoru: High Efficiency TEFC electric motor
- Úplná zátěž ampér @ 460vac: (60Hz) 89
- Úplná zátěž ampér @ 230vac: (60Hz) 178

Multiplikátor

- Typ: Jednopístový, Dvou plunžrový vratný
- Počet multiplikátoru: jeden
- Nominální tlak: 60 000 psi (4 100 bar)
- Průtoková dávka: 1.5 gpm (5.7 lpm)
- Maximální průtokové hrdlo velikosti: 0.018 in (0.46 mm)

Chladicí kapalina

- Maximální teplota: 70°F (21°C)
- Minimum: 0-10.0 gpm (0-37.9 lpm) @ 60 psi (4.1 bar)
- Schopnost zchladit: 65 900 BTU's / Hour
- Výměník tepla: Shell and Tube (2)

Hydraulika

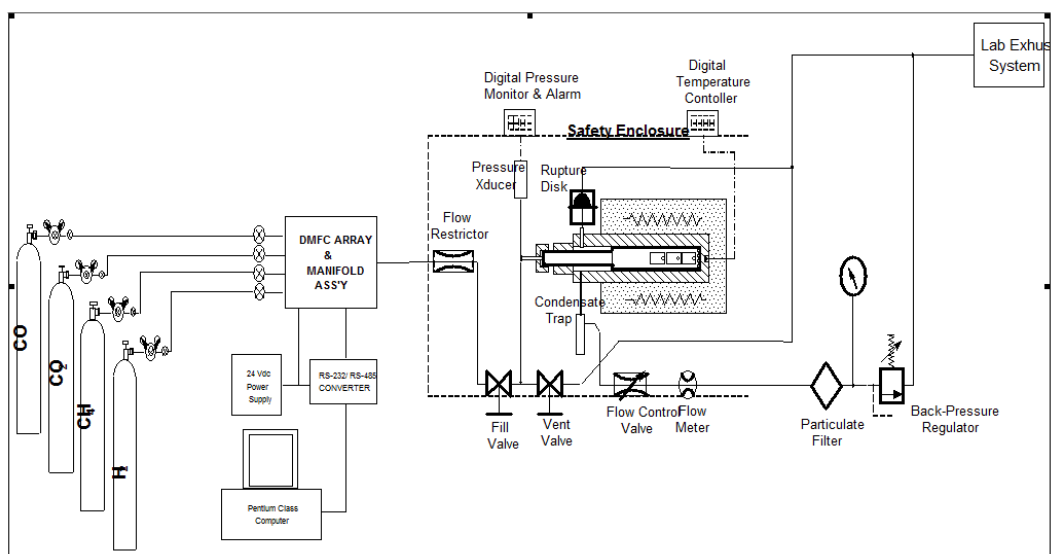
- Kapacita Nádrže: 55 gallons (209 liters)
- Filtrace: velikost částic 10 Micron
- Pracovní teplota : 50°-100°F (10°-37°C)



Obr. 1.5 Zkoušečka od firmy Jet Edge - [4]

1.2 Zkoušečka prvků při vyšší teplotě kapaliny

Zkoušečka prvků při vyšší teplotě pracovní kapaliny představuje zkoušečkou, na které jde regulovat teplotu kapaliny v zkoušených prvcích. Maximální pracovní tlak je 600 Psi (41 MPa). Na tomto zařízení lze testovat korozi prvků, průběh oxidace, a dále lze zkoušečku použít i na zkoušení termooxidační stálosti a odolnosti vůči vyšším teplotám pracovních kapalin. Pracuje se s vysokými teplotami, které nejsou v tolerancích vodních roztoků. Proto je tato zkoušečka určena hlavně pro prvky, které pracují za vysokých teplot. Níže je uvedeno jednoduché hydraulické schéma viz. (Obr. 1.6). Zkoušečka pracuje na principu indukčního ohřívání kapaliny, kdy prochází průtokovým ohřívačem



Obr. 1.6 Zkoušečka s nastavitelnou teplotou - [5]

2 DRUHY HYDRAULICKÝCH KAPALIN

Druh hydraulické kapaliny použité v hydraulickém obvodu je směrodatný pro návrh prvků a parametrů obvodu. Těsnicí materiály musí být netečné vůči použité kapalině, a proto je nutné znát druhy kapalin a jejich fyzikální vlastnosti. Kapaliny lze rozdělit do několika základních skupin a zhodnotit jejich použití. Podle těchto výsledků zvolím odpovídající kapalinu pro účel navrhované vysokotlaké zkoušečky.

2.1 Minerální oleje

Vyrábějí se z ropy pomocí destilace, rafinace a dalších procesů podle požadavků kvality oleje a jejich vlastností. Tyto kapaliny jsou nejčastěji používané kapaliny v hydraulice. Mají dobré mazací schopnosti, viskozitu a antikorozi účinky. Problémem minerálních olejů je, že jsou při výtoku do vodních zdrojů nebo půdy ekologicky těžko odbouratelné. Z tohoto důvodu se neuplatňují v odvětvích, kde hrozí únik kapaliny (zemědělství, námořnictví nebo hornictví).

Použití minerálních olejů v důlních zařízeních je neekonomické z důvodu velké spotřeby pracovní kapaliny v dlouhých vedeních. Další negativní vlastností použití minerálních olejů v důlním prostředí je únik kapaliny do okolí v případě havárie, což je z hlediska ekologického nepřijatelné. Následně hořlavost minerálních olejů je nežádoucí, protože důlní prostředí je výbušné. Z těchto důvodů se minerální oleje pro návrh vysokotlaké zkoušečky nehodí.

2.2 Těžko zápalné kapaliny

Těžko zápalné kapaliny jsou charakterizovány řadou výhod ve srovnání s minerálními oleji, které jsou základními požadavky pro důlní prostředí. Výhodami nehořlavých kapalin jsou možnosti použití v prostředí s nebezpečím výbuchu a menšími pořizovacími náklady. Hlavními nevýhodami je špatná mazací schopnost a stejně jako u minerálních olejů špatná ekologická odbouratelnost. Špatná mazací schopnost se dá odstranit přidáním aditiv.

2.2.1 HFA (emulze oleje ve vodě – nízkoprocentní emulze)

Nízkoprocentní emulze je často používaná kapalina v dolech (90% vody a 10% oleje). Díky velké koncentraci vody je kapalina nehořlavá, a může se používat pro tlaky 15-32 MPa. Nízkoprocentní emulze nemají dobré mazací schopnosti, proto se do nich přidávají aditiva. Proti rozkladu nízkoprocentní emulze na základní prvky (vodu a minerální olej) se používají emulgační přísady doporučené výrobcem. U těchto kapalin je antikoroční ochrana nulová, proto se přidávají inhibitory koroze a hydraulické prvky bývají vyrobeny z antikoročních materiálů.

2.2.2 HFB (emulze voda v oleji)

Obsah vody v oleji je přibližně 40%. HFB hydraulická kapalina má lepší mazací schopnosti, než HFA a lepší antikoroční účinky, ale její cena roste s procentem oleje ve vodě. Zároveň roste teplota vzplanutí kapaliny, proto v důlním prostředí není používána, a tudíž se nehodí ani pro můj účel.

2.2.3 HFC (vodní roztoky polymerů)

Obvykle se používají roztoky polyetylenglykolů ve 35-60% vody. Roztoky s vyšším procentem vody se obvykle používají v dolech. Vodní roztok polymerů (HFC) má vysokou teplotu vzplanutí a není agresivní na těsnicí materiály jako jsou akrylnitrilbutadienová pryž (NBR), pryž (SBR) a viton (FPM). Význam této hydraulické kapaliny roste díky dobré ekologické odbouratelnosti.

2.2.4 HFD (bezvodné syntetické kapaliny)

Syntetické kapaliny jsou rozsáhlou třídou kapalin, ale pouze některé z nich se používají v hydraulice, protože jsou agresivní na těsnicí materiály (hlavně na pryž). Mají lepší viskozitní křivku než minerální oleje, ale jejich cena je vysoká. Hlavní použití bezvodé syntetické kapaliny je v oblastech leteckého průmyslu, svářecích strojů a parních turbín.

2.2.5 Voda (destilovaná)

Destilovaná voda není často používanou hydraulickou kapalinou, ale pro zadání je vhodná. Hlavními výhodami je její stálost, cenová dostupnost, není agresivní vůči žádnému těsnění, je ekologicky zcela odbouratelná a nehořlavá. Hlavní nevýhodou je téměř nulová mazací schopnost, která nutí použít prvky na vysokotlaké zkoušečce z antikoročních materiálů. Dalšími nevýhodami je nízká viskozita a korozivní účinky.

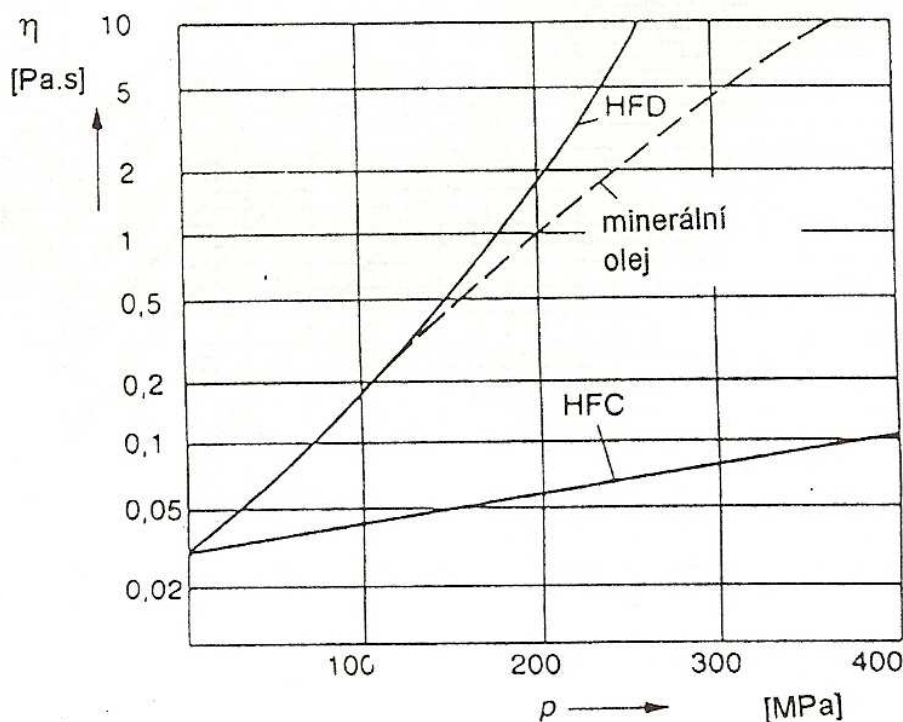
Na základě podrobné analýzy výše definovaných hydraulických kapalin jsem zvolil nízkoprocentní syntetickou hydraulickou kapalinu HFA-S Hydrocor GS 460 NH. Použitá kapalina je často používaná v důlním průmyslu.

3 FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTÍ KAPALINY PŘI VYSOKÉM TLAKU

Při práci s vysokými tlaky, nelze zanedbat změny fyzikálních vlastností hydraulických kapalin v závislosti na tlaku. Základními fyzikálními vlastnostmi kapaliny je viskozita, objemová stlačitelnost a hustota. Závislost viskozity na tlaku může zapříčinit nepřesné měření nebo špatnou funkci vysokotlaké zkušební činky.

3.1 Závislost viskozity na tlaku

Viskozita se u většiny kapalin zvyšuje se zvyšujícím se tlakem. Na obrázku (Obr.3.1) jsou zobrazeny závislosti viskozity na tlaku pro minerální oleje, fosfát-estery[HFD] a vodní roztoky polymerů [HFC]. Při zadaném tlaku pro vysokotlakou zkušební činku (200 MPa) je rozdíl viskozity 40 krát větší u minerálních olejů a fosfát-esteru, než u vodních roztoků polymerů. Vliv viskozity na tlaku je významný při vyšších tlacích. Pro tlaky do 100 MPa se většinou závislost viskozity na tlaku zanedbává.



Obr. 3.1 Závislost viskozity na tlaku - [6]

4 Požadavky na vlastnosti materiálů hydraulických komponentů

Druh materiálu hydraulických komponentů je důležitá část návrhu, protože vysokotlaké zkoušečky pracují s emulzí, z tohoto důvodu je kladený veliký důraz na materiály hydraulických komponentů. Hlavně z důvodů agresivního prostředí musí být často vyrobeny z legovaných nebo vysoce legovaných ocelí. Pokud hydraulický komponent není vyroben z ušlechtilého materiálu nebo není jinak ochráněn, hrozí korozivní působení kapaliny na kovy. Dalším řešeným problémem je pevnost. Vysokotlaká zkoušečka bude pracovat s extrémně vysokými tlaky, proto musím zajistit použití materiálů, které budou dostatečně pevnostně odolné pro jednotlivé navržené hydraulické komponenty.

4.1 Korozivní působení na kovy

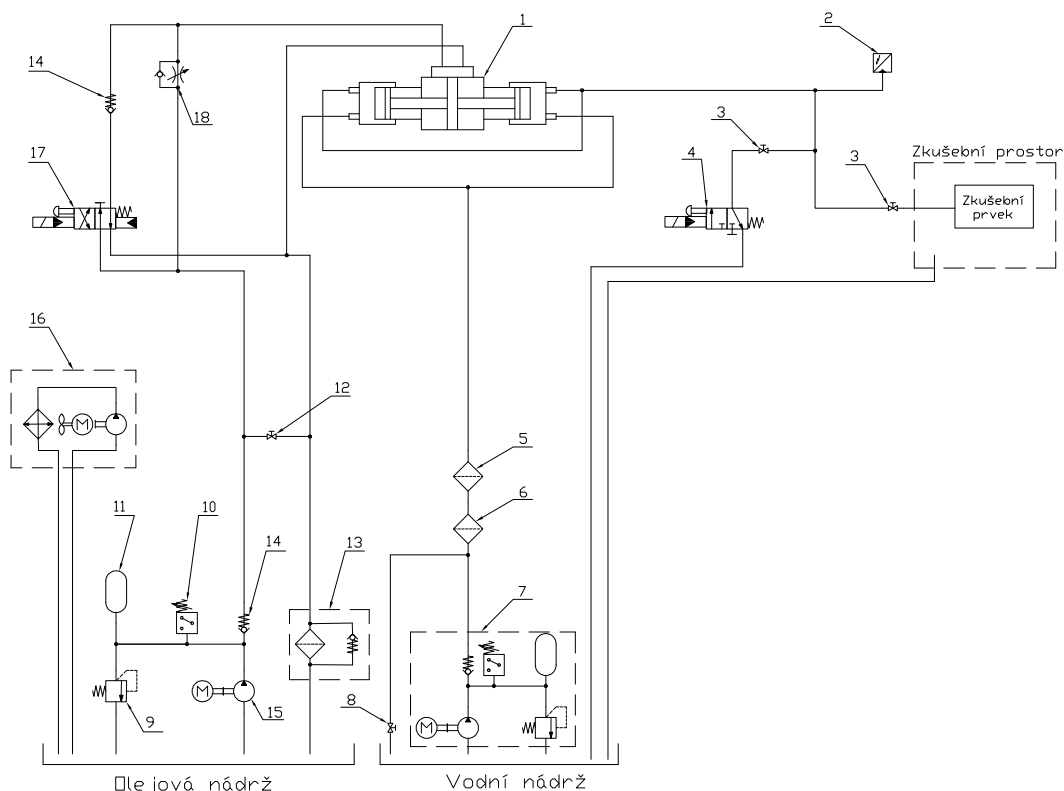
Oxidace na kovových površích se projevuje jejich korozí, proto se prvky vyrábějí především z antikoročních materiálů, jako jsou například materiály legované chromem, niklem, zinkem atd. Pokud by prvky nebyly vyrobeny z tak kvalitního materiálu, jejich životnost by se radikálně zmenšila, jelikož koroze by mohla proniknout hlouběji do materiálu. Koroze by následně způsobila vydrolování materiálu a s tím spojené netěsnosti, poškození těsnění a v nejhorším případě zadření a nefunkčnosti prvků. Korozní odolnost je schopnost odolávat korozi v daném prostředí. Obvykle se posuzuje podle změny hmotnosti kovového materiálu vztažené na jednotku plochy za určitý čas. Korozivzdornost se dá zvýšit buď zkvalitněním povrchu např. (pogalvánováním), nebo přidáním do kapalin inhibitorů koroze. Inhibitory koroze jsou látky, které reagují s kovovým povrchem a vytvoří na něm ochrannou vrstvu, bránící pronikání koroze do hloubky. Rychlost a průběh koroze závisí na teplotě, členitosti povrchu, kvalitě obrobené plochy a na mnoho dalších vlivech.

4.2 Pevnost a tvrdost materiálů

Pracovní tlaky na vysokotlaké zkoušečce dosahují hodnot až 2000 bar, z tohoto důvodu jsou kladené vysoké nároky na pevnost a tvrdost použitých materiálů na prvcích. Největší pozornost by se měla věnovat pohyblivým částem prvků, jako jsou šoupátka, ventily a další většinou řídící součásti. Tyto části jsou malých průřezů a složitých tvarů s přechody, které jsou v těchto místech nejvíce namáhány. Zabránit poškození prvků lze již při výrobě správným nadimenzováním částí prvků, minimalizací vrubů a správnou volbou pracovního postupu. Výroba prvků pro vysoké tlaky je téměř samostatné vědní odvětví, pro které je zapotřebí speciální vzdělání a zkušenosti. Proto se tímto tématem nebudu dále zabývat.

5 NÁVRH VYSOKOTLAKÉ ZKOUŠEČKY

Z nabídky vysokotlakých zkoušeček nevyhovuje zadání a použití ani jedna vysokotlaká zkoušečka, z tohoto důvodu jsem navrhnul vlastní vysokotlakou zkoušečku. Hlavním úkolem bude volba multiplikátoru tlaku. Použití klasického multiplikátoru není vhodné, protože tímto multiplikátorem není možné dosáhnout definovaného tlaku, díky jeho konstrukčnímu řešení, kdy při zvyšování tlaku se dostává píst do koncové polohy a zpětný pohyb do počáteční polohy by prodloužil dobu jednoho cyklu. To by znamenalo delší dobu následných zkoušek. Při 80 000 cyklech se doba zkoušek může prodloužit až o několik týdnů. Z tohoto důvodů definuji multiplikátor, který dokáže dodávat kontinuálně tlak, a bude dodávat jako medium vodu nebo vodní emulzi. Na základě výše definovaného multiplikátoru tlaku se pak bude odvíjet definování hydraulických prvků, jejich velikost a specifikace. Vysokotlaká zkoušečka je tvořena dvěma obvody (vodní, olejový). Na obrázku (Obr. 5.1) je znázorněno schéma vysokotlaké zkoušečky. Olejový okruh slouží jako pohon multiplikátoru (1), tomuto okruhu je dodávána tlaková energie pomocí olejového axiálního čerpadla (15).



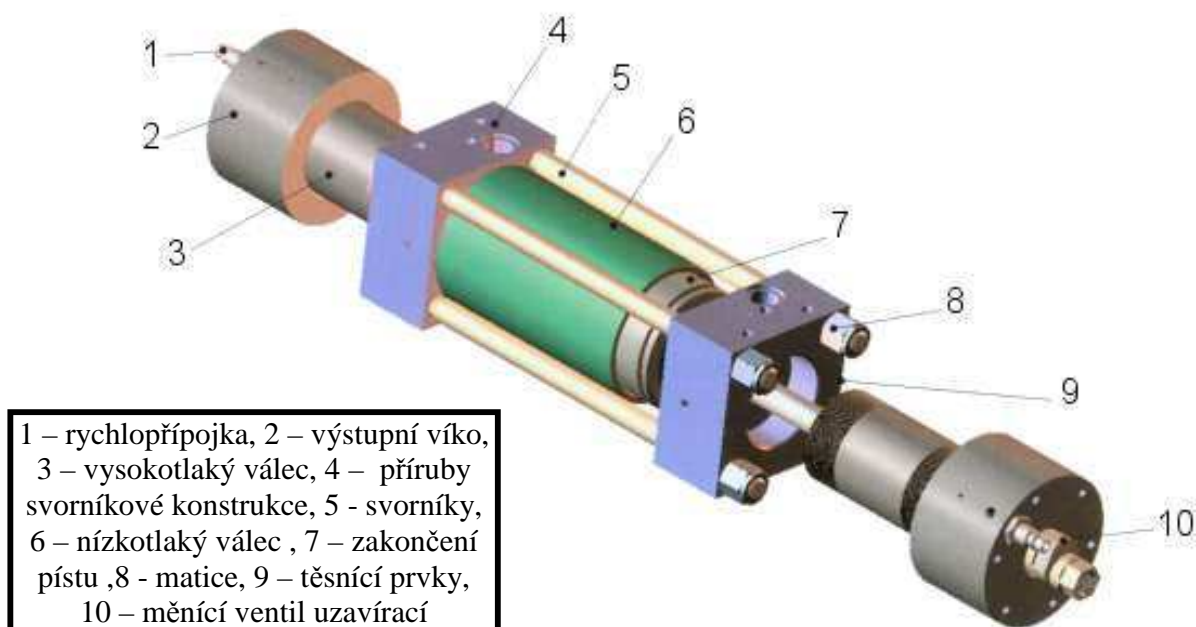
Obr. 5.1 – schéma hydraulického obvodu vysokotlaké zkoušečky

Vodní okruh je poháněn vodním čerpadlem (7) do multiplikátoru (1), kde se zvyšuje tlak pracovní kapaliny (nizkoprocentní syntetická kapalina HFA-S) na požadovaný tlak (200MPa) ke zkoušení zvolených prvků. Při dynamických zkouškách je škrťací ventil (18) zcela uzavřený a tlak řídí elektrohydraulický ovládaný rozvaděč (17). Škrťací ventil je využíván pouze u statických zkoušek.

5.1 Návrh a technické parametry multiplikátoru

Při návrhu multiplikátoru je největším problémem výběr vhodného multiplikátoru. Multiplikátory s kontinuálně dodávaným tlakem (200 MPa) nejsou na trhu běžně dostupné, a proto jsem využil kontinuální multiplikátor tlaku firmy PTV s.r.o.

Navržený multiplikátor s kontinuálně dodávaným tlakem pochází z vysokotlaké zkoušečky vyráběné firmou PTV s.r.o. (tato firma je podrobněji popsána v kapitole 1.1). Z katalogových listů k tomuto multiplikátoru s kontinuálně dodávaným tlakem jsem získal potřebné informace. Technologické řešení kontinuálního multiplikátoru je velmi zajímavé. Pro mé použití na vysokotlaké zkoušečce volím typ 60K, který pracuje do maximálního výstupního tlaku 4100 bar. Tento multiplikátor pracuje s dvěma okruhy. Jeden olejový, který slouží jako pohon multiplikátoru. Druhý obvod je vodní, který je tlakovým výstupem z multiplikátoru. Na obrázku (Obr. 5.2) je znázorněno konstrukční řešení multiplikátoru zpracované v Inventoru.

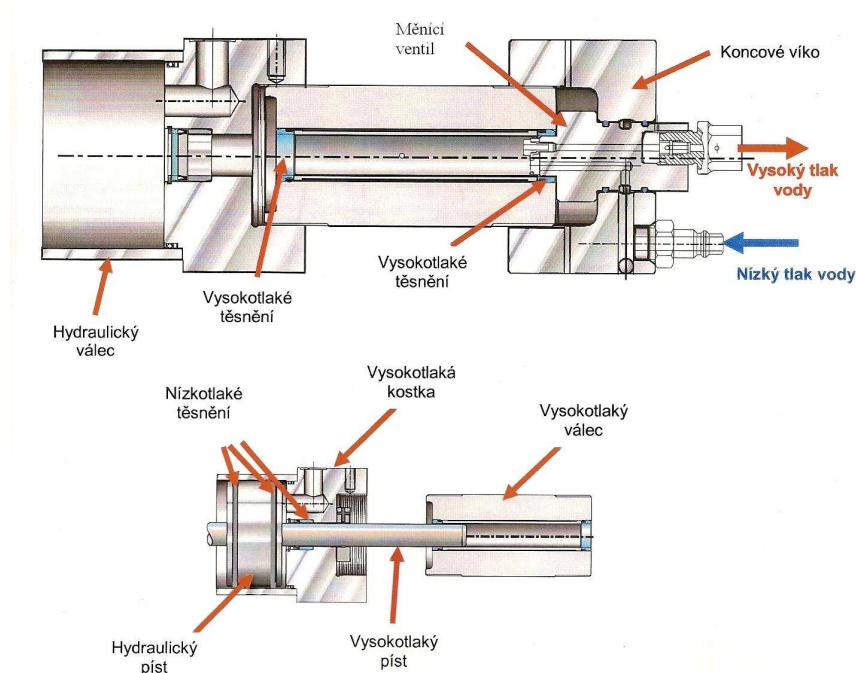


Obr. 5.2 Multiplikátor 60K - technické řešení – [7]

Technické parametry multiplikátoru 60K

Maximální teplota okolí:	+35°C
Minimální teplota okolí:	+5°C
Maximální tlak výstupní vody:	4100 bar
Maximální průtok vody:	3,8 l.min ⁻¹
Minimální tlak vstupní vody:	3,5 bar
Maximální tlak vstupní vody:	6 bar
Doporučený typ oleje:	SHELL TELLUS 68
Maximální pracovní teplota oleje:	50°C
Maximální pracovní tlak oleje:	215 bar
Použitá voda:	hodnota pH 6-8
Počet přestavení multiplikátoru:	80-100 min ⁻¹

Pro dodržení teplotních parametrů multiplikátoru navrhuji chlazení (viz. kapitola 5.3.9), které zamezí vyšší teplotě kapalin než je povolené, neboť použité těsnění není odolné vůči vysokým teplotám. Utěsnění pracovních ploch kontinuálního multiplikátoru je zobrazeno na obrázku (Obr. 5.3). Jedná se o podélný řez znázorňující polovinu multiplikátoru.

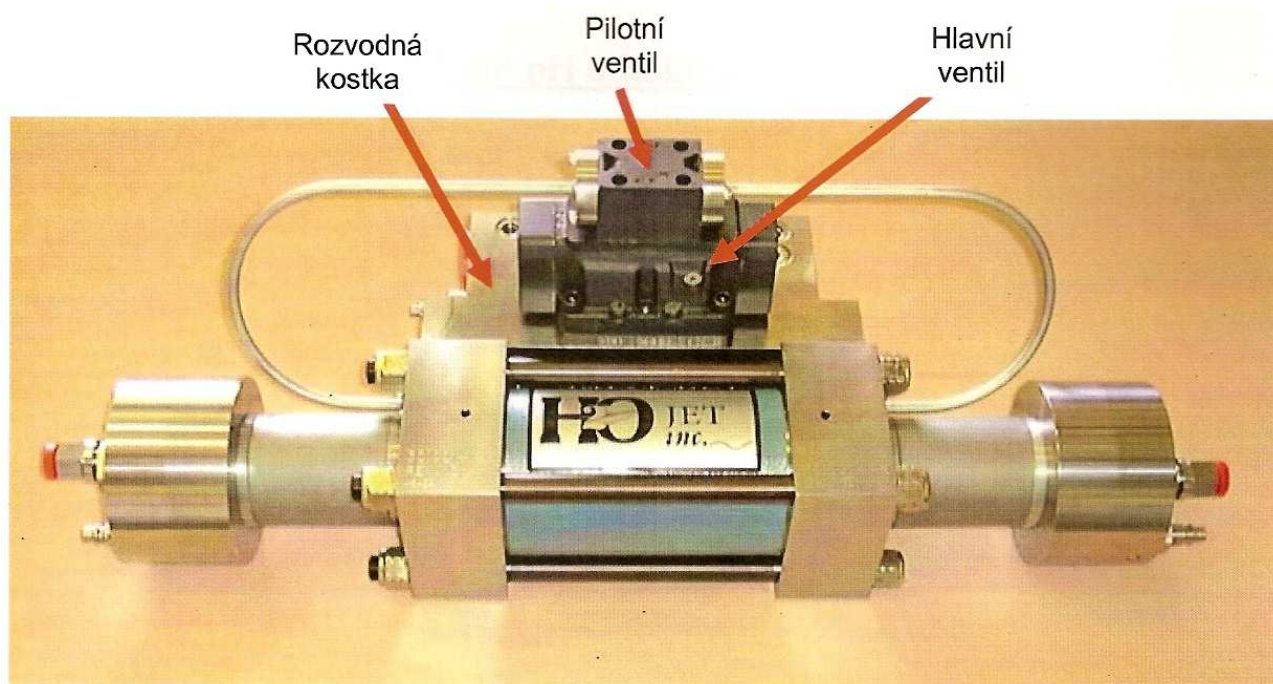


Obr. 5.3 Utěsnění pracovních ploch [8]

5.1.1 Multiplikátor vysokotlaké zkoušečky

Celkové zařízení multiplikátoru tlaku vysokotlaké zkoušečky se skládá z dvojčinného hydraulického válce a rozvodné kostky. Rozvodná kostka zajišťuje přestavování pístu v tlakovém válci, který bude přestavován 80krát za minutu. Rychlé přestavení rozvodné kostky zajišťuje pilotní ventil. Na Obr. 5.4 je zobrazena celá sestava i s rozvodnou kostkou, pilotním ventilem a hlavním ventilem. Multiplikátor pracuje na principu přepínání tlaku z jedné části do druhé, kde je jeden průběžný píst, který se přestavuje na obě dvě strany. Přívod tlakového oleje je veden trubkami do přírub svorníkové konstrukce. Vstupy a výstupy nízkoprocentní emulze jsou na koncích válců.

Přestavení pístu musí být rychlé, aby pulzace byla minimální. Úplné zamezení pulzací dokončuje vyrovnávací válec. Tento prvek se do schématu nekreslí, neboť se bere jako součást multiplikátoru. Ve výkresové dokumentaci a na obrázku Obr. 5.1 položka s číslem (1).



Obr. 5.4 Kompletní multiplikátor

5.2 Návrh vodního okruhu

Vodní obvod je zdrojem tlakové kapaliny multiplikátoru pro zkoušení hydraulických prvků. Tato kapalina bude na výstupu z multiplikátoru dosahovat hodnoty tlaku až 200 MPa. Pro výstupní tlak z multiplikátoru budu dimenzovat ventily pro snižování tlaku ve zkoušeném prostoru. Tlakové ztráty na tomto okruhu zanedbám díky vysokému tlaku. Na vstupu do multiplikátoru je požadavek 3-6 bar.

5.2.1 Návrh čerpadla

Vodní čerpadlo volím dle požadavků multiplikátoru. Kontinuální multiplikátor má následující požadavky: tlak 3,5-6 bar a minimální průtok $3,8 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Tento zdroj tlaku budu volit jako tlakovou stanici. Zvolil jsem domácí vodárnu Wilo HWJ 30l EM-60LT s parametry: maximální tlak 4,5 bar a maximální průtok $56,6 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Součástí je vakový akumulátor o vlnitosti 60l s pojistným ventilem a tlakovým čidlem, které ovládá zapínání a vypínání motoru čerpadla. Celý tento systém je mnohem levnější než sestavování vlastního obvodu. Ve výkresové dokumentaci a na obrázku Obr. 5.1 položka s číslem (7).

5.2.2 Návrh filtrační jednotky

Jako vodní filtry lze použít i obyčejné filtry používané v domácnostech. Tyto vodní filtry jsou levné, mají jednoduchou konstrukci a výměnu filtrační vložky. Filtry volím od firmy Atlas. Základní údaje: filtrační schopnost $50 \mu\text{m}$, max průtok 13 l/min, tlak do 5 MPa. Nejlepším řešením je použití dvou sériově zařazených filtrů za sebou, kdy druhý filtr bude mít vložku s jemnější pórovitostí, z tohoto důvodu bude mít lepší filtrační schopnost ($25 \mu\text{m}$). Filtry jsou vyrobeny z průhledného plastu, díky čemuž lze provádět identifikaci zanesení filtru vizuálně viz. (Obr. 5.5). Ve výkresové dokumentaci a na obrázku Obr. 5.1 položky s čísly (5,6).



Obr. 5.5 Vodní filtr [8]

5.2.3 Návrh kapaliny

Pro výběr kapaliny je nutné řídit se vyhláškou, která vyjde v platnost od 1.1.2010, která nařizuje, že kapaliny pro důlní průmysl musí být syntetické. Na základě této vyhlášky a rozboru druhů kapalin (kap. 2) byla vybrána nízkoprocentní syntetická kapalina typu HFA-S a to Hydrocor GS 460 NH. Tato kapalina je přímo pro použití v důlních hydraulických zařízeních s doporučenou koncentrací oleje 1-2% ve vodě.

Základní údaje:

Hustota ρ	1070 kg.m ⁻³
Kinematická viskozita (při 20°C)	20 mm ² .s ⁻¹
pH hodnota	8,7
Bod varu	100°C

5.2.4 Návrh rozvaděče

Rozvaděč bude sloužit k snížení tlaku při statických zkouškách a pro řízení dynamického zatěžování. Jedná se o rozvaděč dvou polohový třicestný od firmy Tiefenbach 3/2ksv-03P-25NBNNN-ED024. Tento rozvaděč je pro tlaky do hodnoty 460 bar, viz (Obr. 5.6) a je ovládán elektrohydraulicky nebo tlačítkem, krajní poloha je zabezpečena pružinou. Elektromagnetem je ovládán napětím 12 V. Ve výkresové dokumentaci a na obrázku Obr. 5.1 položka s číslem (4).



Obr. 5.6 Rozvaděč od firmy Tiefenbach [9]

5.2.5 Návrh tlakových uzavíracích ventilů

Na volbu ventilů je kladen velký důraz s ohledem na pracovní tlaky (2000 bar). Uzavírací ventily vyrábí firma BuTech, která se zabývá problematikou vysokých tlaků až do hodnot 10 340 bar. Pro účel navrhované vysokotlaké zkoušečky volím ventily typu 30UV41V na tlak 4000 bar a průtok $10 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Ve výkresové dokumentaci a na obrázku Obr. 5.1 položka s číslem (3).



Obr.5.7 – Tlakový ventil od firmy Bu-Tech [10]

5.2.6 Návrh vypouštěcího ventilu

Vypouštěcí ventil bude sloužit k snížení tlaku v obvodu. Volím samostatný ventil s klasickým kulovým principem ZD 3/4“ od firmy Rukovat a.s. Jednoduchý princip ventilu spočívá ve vrtané ocelové kuličce, která dosedá do teflonových sedel a je ovládána ruční pákou. Tyto ventily disponují dobrou životností a spolehlivostí. Ve výkresové dokumentaci a na obrázku Obr. 5.1 položka s číslem (8).

5.3 Návrh olejového okruhu

Olejový obvod bude sloužit jako pohon multiplikátoru tlaku, který je zdrojem pracovního tlaku ke zkoušení hydraulických prvků. Tento obvod bude navrhován na tlak 215 bar a průtok dle potřeby multiplikátoru. Na olejovém okruhu budou určeny tlakové ztráty na jednotlivých prvcích, tak aby bylo dosaženo potřebného tlaku na vstupu do multiplikátoru.

5.3.1 Návrh čerpadla olejového okruhu

Pro návrh čerpadla je třeba počítat s maximálním potřebným průtokem. Tento průtok definují z maximálních tlaků pracovní kapaliny (nizkoprocentní syntetická emulze), oleje a maximálního průtoku pracovní kapaliny. Hodnoty získám z katalogového listu multiplikátoru.

$$\frac{p_o}{p_v} = \frac{Q_v}{Q_o} \Rightarrow Q_o = \frac{p_v}{p_o} \cdot Q_v = \frac{4100}{215} \cdot 3,8 = \underline{\underline{72,465 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}}} \quad (5.2)$$

Podle výše definovaného průtoku budu volit typ čerpadla. Otáčky elektromotoru jsou $n=1450 \text{ min}^{-1}$. Volím axiální pístové čerpadlo od firmy Bosch Rexroth typ A2FO56/61R-PAB05 viz. (Obr. 5.8). Které disponuje maximálním tlakem $p_{\max} = 250 \text{ bar}$ a geometrickým objemem $V_g = 5,6 \text{ cm}^3$. Ve výkresové dokumentaci a na obrázku Obr. 5.1 položka s číslem (15).

$$Q_{sk} = V_g \cdot n = 0,0056 \cdot 1450 = \underline{\underline{81,2 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}}} \quad (5.3)$$



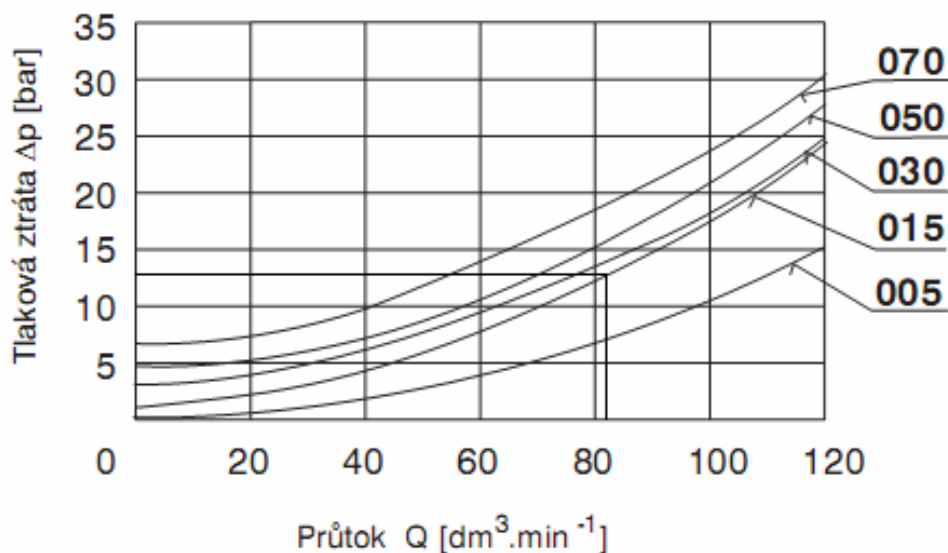
Obr. 5.8 – Axiální pístové čerpadlo [11]

5.3.2 Návrh Akumulátoru

Akumulátor bude tlumit pulzace a zajistí konstantní dodávku oleje, z tohoto důvodu volím akumulátor o objemu 60l. Zároveň bude akumulátor sloužit jako zásobník tlaku, aby čerpadlo bez odběru nepracovalo naprázdno. Vypínání a zapínání čerpadla bude zajišťovat tlakový vypínací ventil, který je součástí čerpadla. Navrhuji akumulátor od firmy Olaer, a to typ IHV 60-250/80/90. Ve výkresové dokumentaci a na obrázku Obr. 5.1 položka s číslem (11). [12]

5.3.3 Návrh Jednosměrného ventilu

Jednosměrný ventil slouží k ochraně čerpadla, v případě vzniku zpětných rázů vlivem přestavení elektrohydraulického rozvaděče (Obr. 5.1 položka 17), který by mohl poškodit čerpadlo. Pracuje na jednoduchém principu kuželky, která dosedá do sedla. Jednosměrný ventil navrhuji od firmy Argo-Hytos a to typ SC1F-B2/H015. Charakteristiky jednosměrných ventilů jsou znázorněny na Obr. 5.9, které uvádí závislost tlakové ztráty na průtoku. Je znázorněno více charakteristik jednosměrných ventilů pro různé typy a světlosti. Řídím se křivkou 015. Ve výkresové dokumentaci a na obrázku Obr. 5.1 položka s číslem (14).



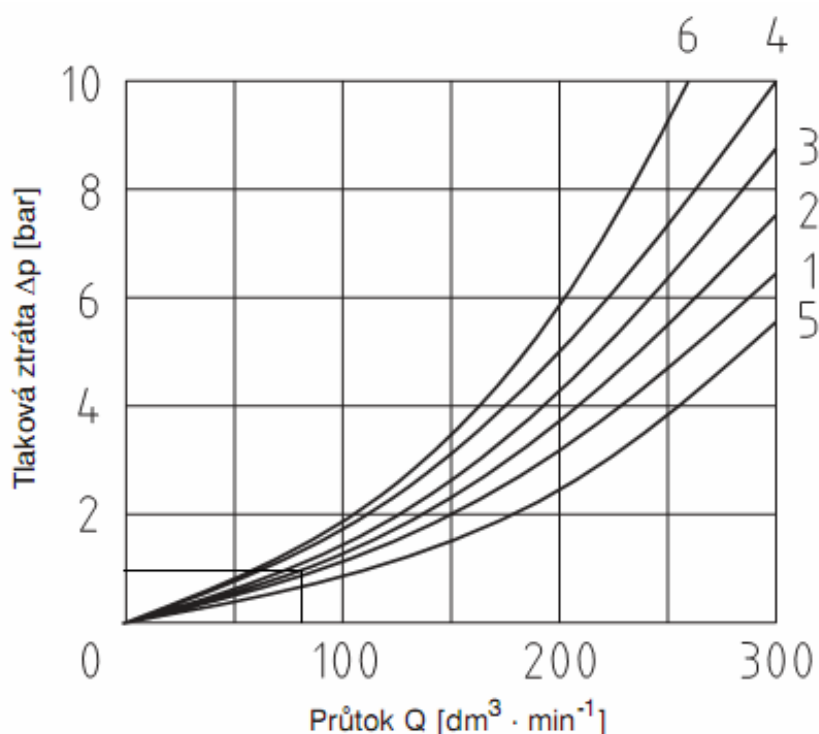
Obr. 5.9 – Tlaková ztráta zpětného ventilu [13]

5.3.4 Návrh pojistného ventilu

Pojistný ventil bude sloužit jako pojistný prvek v případě, že dojde v obvodu k přetížení nebo náhlému nárůstu tlaku. Pojistný ventil je zvolen na základě parametrů v obvodu. Z tohoto hlediska navrhuji pojistný ventil firmy Argo-Hytos a to typ VMD80 03 N B, ten pracuje pro tlak 260 bar a průtok $80 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$. Ve výkresové dokumentaci a na obrázku Obr. 5.1 položka s číslem (9). [13]

5.3.5 Návrh rozvaděče

Rozvaděč slouží jako řídící člen pro cyklické zatěžování. Rozvaděč použiji od firmy Argo-Hytos. Volím dvupolohový čtyřcestný rozvaděč ovládaný elektrohydraulický nebo tlačítkem typu RPEH4-162/R51/13-01200E1. Obrázek (Obr. 5.10) zachycuje graf znázorňující závislost tlakové ztráty na průtoku. Je zde znázorněno více charakteristik pro různé polohy rozvaděče. Já se řídím křivkou s označením 2. Tyto tlakové ztráty následně zohledním při výpočtu. Ve výkresové dokumentaci a na obrázku Obr. 5.1 položka s číslem (17).



Obr. 5.10 – Graf závislosti tlakových ztrát na průtoku [13]

5.3.6 Návrh filtrační jednotky

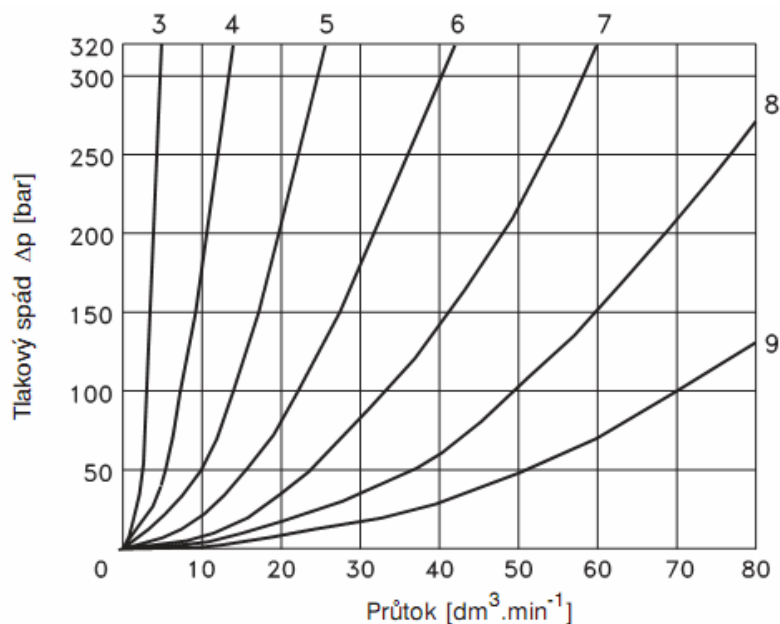
Filtr navrhují zpětný s filtrační schopností 10 μm . Filtr je od společnosti Hydrocom a to typ MPT100 KCAG2 P25HNB. Signalizace ucpání filtru je indikovaná pomocí manometru, který měří tlakový spád na filtru, a když překročí určitou hodnotu sám propustí kapalinu bočním vývodem do nádrže, a tím zamezí poškození filtrační vložky. Ve výkresové dokumentaci a na obrázku Obr. 5.1 položka s číslem (13). [14]

5.3.7 Návrh vypouštěcího ventilu

Vypouštěcí ventil navrhují jako klasický kulový ventil ovládaný pákou. Kulové ventily jsou konstrukčně nejjednodušší a vysoce spolehlivé. Vypouštěcí ventil slouží k odlehčení obvodu od tlaku. Během zkoušení hydraulických prvků na vysokotlaké zkušebnici bude vypouštěcí ventil permanentně uzavřený. Ventil volím od firmy Hydrocom a to typ RSAP2V, pro maximální tlak 350 bar a průtok 80 l.min⁻¹. Ve výkresové dokumentaci a na obrázku Obr. 5.1 položka s číslem (12). [14]

5.3.8 Návrh škrtícího ventilu

Škrtící ventil volím od firmy Argo-Hytos a to typ 2VS3-06-AS. Tento ventil je používán do tlaku 320 bar a pracuje s viskozitou kapaliny od 20-400 mm².s⁻¹ což zcela vyhovuje. Průběh tlakových ztrát je znázorněn na obrázku (Obr. 5.11). Ve výkresové dokumentaci a na obrázku Obr. 5.1 položka s číslem (18).



Obr.5.11 – Graf tlakových ztrát na průtoku [13]

5.3.9 Návrh chlazení

Díky požadavkům těsnění na nízkou teplotu oleje navrhuji chlazení, protože jsou v obvodě velké tlakové ztráty a tyto ztráty se transformují na tepelný výkon. Z tohoto důvodu volím menší nádrž s chladícím systémem. Chladič vybírám s vlastním nuceným oběhem od firmy OLAER viz. (Obr. 5.12). Chladič pracuje s velkou účinností a vyznačují se i dobrou spolehlivostí. Z katalogu volím dle zadaných parametrů vzduchový chladič oleje typu Oiltech LOC 004-4-D-A. Základní údaje jsou uvedeny níže. Ve výkresové dokumentaci a na obrázku Obr. 5.1 položka s číslem (16).

Jmenovitý průtok oleje	20 l.min ⁻¹
Chladicí výkon při Δt 40°C	2.7 kW
Měrný chladicí výkon	0.07 kW.°C ⁻¹
Hmotnost	23 kg



Obr. 5.12 – Chlazení od firmy olaer [12]

5.3.10 Návrh hydraulického oleje

Hydraulický olej volím dle doporučení výrobce multiplikátoru tlaku (SHELL TELLUS 68). Jedná se o hydraulický olej třídy HLP podle DIN 51524, díl 2. Vyznačuje se dobrou deemulgační charakteristikou, vysokou odolností proti stárnutí, protikorozivním a protioděrovým vlastnostmi. Má vynikající filtrovatelnost a je vhodný pro univerzální použití. Základní vlastnosti oleje viz. (Tab. 5.1).

Tab. 5.1 – vlastnosti oleje ISO VG68 [15]

Hustota při 15°C [kg.m ⁻³]	886
Kinematická viskozita při 40°C [mm ² .s ⁻¹]	68
Kinematická viskozita při 100°C [mm ² .s ⁻¹]	8,6
Viskozní index	97
Bod vzplanutí (PM) [°C]	223
Bod tuhnutí [°C]	-24

6 VÝPOČET TLAKOVÝCH ZTRÁT

Tlakové ztráty budu počítat u olejového okruhu, protože ve vodním okruhu jsou tyto ztráty zanedbatelné díky vysokému pracovnímu tlaku. Podle určených tlakových ztrát budu nastavovat pojistný ventil tak, aby byl multiplikátor maximálně využitý, a zároveň nebyl přetěžován. Maximální tlak čerpadla je $p_{\max}=250$ bar. Maximální přípustný tlak na vstupu do multiplikátoru je určen výrobcem $p_m=215$ bar. Tlakové ztráty budu počítat pouze na obvodě při cyklickém zatížení což je přes rozvaděč, kdy škrticí ventil bude uzavřený.

6.1 Tlakové ztráty na vedení k rozvaděči

Délka potrubí l_1 [m]	1 [m]
Průměr potrubí D [mm]	16 [mm]
Hustota ρ [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]	886 [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]
Kinematická viskozita ν [$\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$]	68 [$\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$]
Rychlost v v potrubí [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	5,79 [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{5,79 \cdot 0,015}{68 \cdot 10^{-6}} = 1277,2 > 2320 \Rightarrow \text{Laminární proudění} \quad (6.1)$$

$$\lambda = \frac{82}{\text{Re}} = \frac{82}{1277,2} = 0,0642 \quad (\text{vzorec pro pryžové hadice}) \quad [6] \quad (6.2)$$

$$\Delta p_{l1} = \rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \frac{l}{d} \cdot \lambda = 886 \cdot \frac{5,79^2}{2} \cdot \frac{1}{0,015} \cdot 0,0642 = 63563 \text{ Pa} \Rightarrow \underline{\underline{0,63 \text{ bar}}} \quad (6.3)$$

6.2 Tlakové ztráty na rozvaděči

Tlakové ztráty na rozvaděči určují z grafu charakteristiky ventilu viz. (Obr. 5.10). Z grafu jsem určil hodnotu tlakové ztráty $\Delta p_R = 1$ bar.

6.3 Tlakové ztráty na vedení od hydrogenerátoru k rozvaděči

Délka potrubí l_2 [m]	1,5 [m]
Průměr potrubí D [mm]	16 [mm]
Hustota ρ [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]	886 [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]
Kinematická viskozita ν [$\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$]	68 [$\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$]
Rychlost v v potrubí [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	5,79 [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{5,79 \cdot 0,015}{68 \cdot 10^{-6}} = 1277,2 > 2320 \Rightarrow \text{Laminární proudění} \quad (6.4)$$

$$\lambda = \frac{82}{\text{Re}} = \frac{82}{1277,2} = 0,0642 \quad (\text{vzorec pro pryžové hadice}) \quad [6] \quad (6.5)$$

$$\Delta p_{l1} = \rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \frac{l}{d} \cdot \lambda = 886 \cdot \frac{5,79^2}{2} \cdot \frac{1,5}{0,015} \cdot 0,0642 = 95344,5 \text{ Pa} \Rightarrow \underline{\underline{0,95 \text{ bar}}} \quad (6.6)$$

6.4 Tlakové ztráty na jednosměrném ventilu

Tlakové ztráty na jednosměrném ventilu určím z grafu charakteristiky ventilu viz. (Obr. 5.9). Z grafu jsem určil hodnotu tlakové ztráty $\Delta p_Z = 13 \text{ bar}$. Tento ventil je v obvodu zařazen dvakrát.

6.5 Celková tlaková ztráta a nastavení pojistného ventilu

Celkovou tlakovou ztrátou mezi čerpadlem a multiplikátorem tlaku získám sečtením všech dílčích tlakových ztrát.

$$\Delta p = 2 \cdot \Delta p_Z + \Delta p_R + \Delta p_{l1} + \Delta p_{l2} = 2 \cdot 13 + 1 + 0,95 + 0,63 = \underline{\underline{28,58 \text{ bar}}} \quad (6.7)$$

Pojistný ventil nastavím na tlak, který získám sečtením maximálního tlaku na vstupu do multiplikátoru $p_{\max} = 215 \text{ bar}$ a $\Delta p = 15,58 \text{ bar}$. Tlak na pojistném ventilu bude p_{poj} .

$$p_{\text{poj}} = p_{\max} + \Delta p = 215 + 28,58 = \underline{\underline{243,58 \text{ bar}}} \quad (6.8)$$

7 NÁVRH MĚŘENÍ POMOCÍ DOSTUPNÝCH MĚŘIDEL

Průběh měření a následný záznam výsledků je důležitý proces pro vyhodnocování zkoušek na vysokotlaké zkoušečce. Při těchto zkouškách se budou měřit základní veličiny jako je tlak, průtok a popřípadě teplota. Zkoušenými hydraulickými prvky budou hydraulické zámky, pojistné ventily, elektrohydraulické rozvaděče, ruční rozvaděče, kohouty, hadice a další. U většiny prvků se budou provádět zkoušky na těsnost, kdy se zaznamenává tlak a teplota v závislosti na čase. Hodnota tlaku nesmí klesnout o více jak 2% počátečního tlaku po dobu 3 minut a teplota se musí pohybovat v toleranci $\pm 2^{\circ}\text{C}$. U dalších zkoušek se bude měřit závislost průtoku na tlakové ztrátě. U všech těchto měření bude důležité zajistit odpovídajícím způsobem záznam měřených hodnot.

Tomuto účelu vyhovuje multifunkční měřicí zařízení od firmy Hydrotechnik, a to konkrétně multi-system 5060 s příslušnými snímači daných veličin. Specifikaci měřicího zařízení uvádím níže.

Specifikace multi-system 5060:

- 6 analogových měřících vstupů pro 0 až 20 mA, 4 až 20 mA, 0 až 10 V, 0,5 až 4,5 V, ± 10 V
- 2 frekvenční vstupy až max. 10 kHz
- spouštění vstupů a výstupů
- 14 CA – sběrnice signálních vstupů
- 13 bit Analog/Digital-měnič
- vypočítaný kanál s pevným nebo volným definovatelným formulářem
- 3.5" barevný displej s plnou grafickou schopností a 4.096 barev (320 x 240 pixel)
- 128 MB paměti na měřené hodnoty – přídatné externí to max. 1 GB (SD karta)
- 200 měřících řad a celkově 2 000 000 hodnot za měření
- rychlost měření 0.1 ms
- menu měřených informací
- lehký plastový kryt
- data se transformují pomocí USB rozhraní
- hardwarový a softwarový filtr



Obr. 7.1 – multi system 5060 [16]

8. ZÁVĚR

Úkolem bakalářské práce byl návrh vysokotlaké zkoušečky pro tlaky 200 MPa a průtoku $3 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Tato práce byla vypracována ve spolupráci s Technickými laboratořemi v Opavě a.s., tato firma se zabývá zkoušením hydraulických komponentů pro důlní průmysl.

V teoretické části jsem se zabýval zjištěním stavu nabídky vysokotlakých zkoušeček na světovém i domácím trhu. Po zmapování jsem zjistil, že žádná zkoušečka neodpovídá zadaným požadavkům. Dále jsem se zabýval volbou vhodné hydraulické kapaliny pro vysokotlakou zkoušečku, kdy kapalina musí odpovídat vlastnostem pro použití v důlním průmyslu. Z nabídky hydraulických kapalin jsem zvolil HFA-S (nizkoprocentní syntetickou emulzi). V teoretické části je dále popsán vliv fyzikálních vlastností hydraulických kapalin (viskozita) na tlak a požadavky na vlastnosti materiálů hydraulických prvků.

Praktickou částí bakalářské práce byl návrh vysokotlaké zkoušečky pro definované parametry. Hydraulické schéma navržené vysokotlaké zkoušečky je uvedeno na obr. 5.1. Vysokotlaká zkoušečka je tvořena dvěma obvody (vodní a olejový). Olejový okruh slouží jako pohon multiplikátoru tlaku a vodní okruh je zdrojem tlakové kapaliny zkoušených prvků. Pracovní kapalinu olejového obvodu jsem volil dle literární rešerše (SHELL TELLUS 68) a jako pracovní kapalinu vodního okruhu jsem zvolil nizkoprocentní syntetickou emulzi (HFA-S Hydrocor GS 460 NH). Podle vlastností kapalin jsem navrhoval hydraulické prvky pro oba okruhy vysokotlaké zkoušečky. Detailnější popis funkčnosti je uveden v případě kontinuální multiplikátor tlaku z důvodu hlavního prvku vysokotlaké zkoušečky. Následně jsem navrhoval jednotlivé prvky vysokotlaké zkoušečky včetně základní specifikace, a v případě prvku olejového obvodu jsem uvedl charakteristiky z důvodů následného výpočtu tlakových ztrát. Celkové tlakové ztráty v olejovém okruhu jsou $\Delta p = 28,58 \text{ bar}$, a následný definovaný tlak na pojistném ventilu je $p_{\text{poj}} = 243,58 \text{ bar}$. Do celkových tlakových ztrát jsem započítal i ztráty na vedení.

V poslední části bakalářské práce jsem navrhl měřicí zařízení pro záznam průběhu zkoušek na vysokotlaké zkoušečce. Navrhnul jsem multifunkční měřicí zařízení (Multi-system 5060) včetně specifikace. Pomocí tohoto zařízení je možné přenést naměřená data do počítače a dále upravovat a vyhodnocovat.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] ET NETERA. PTV [online]. c2006, poslední revize 20.1.2008 [cit. 2008-11-10].
<http://www.ptv.cz/ptv/jnp/cz/produkty/cerpadla/PTV_37_60_Compact/index.htm>.
- [2] WINDLASS. Manufacture [online]. c2007, last revision 8.9.2009 [cit. 2008-11-10].
<<http://windlassengineers.com/index.php/high-pressure-test-units.html>>.
- [3] BuyWays. Resato [online]. c1998, last revision 1.6.2008 [cit. 2008- 15-10].
<http://www.resato.com/highpressure/products/cat/systems/1/?no_cache=1&cHash=11f60e3937>.
- [4] Jet Edge. JET EDGE [online]. c1999, last reversion 1.1.2008 [cit. 2008-15-10].
< http://www.jetedge.com/content.cfm?fuseaction=dsp_products>.
- [5] Argonne. High Temperature Corrosion Test Facilities and High Pressure Test Facilities for Metal Dusting [online]. c1998, last revision 28.11.2007 [cit. 2008-5-10]. <
<http://www.ne.anl.gov/facilities/eda/metaldusting.html>>.
- [6] Pavlok, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl I.* Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 1999. 158 s.
ISBN 80-7078-620-5.
- [7] Čerpadla Neptun spol. s.r.o. [online]. c2005, poslední revize 10.3.2009 [cit. 2009-01-04].
<<http://www.cerpadla-neptun.cz/eshop/39/340-domaci-vodarna-wilo-jet-hwj-301-24l.htm>>.
- [8] Filtrování.cz [online]. c2002, poslední revize 20.1.2009 [cit. 2009-01-04].
<<http://www.filtrovani.cz/vodni-filtry-atlas-filtri.php>>.
- [9] Tiefenbach control systems GmbH [online]. c1999, last revizion 20.3.2009 [cit. 2009-03-04].
<http://www.tiefenbach-controlsystems.com/englisch/industrie/industrie_e_produkte.htm>.

- [10] FLW. Butech [online]. c1999, last revizion 12.12.2008 [cit. 2009-03-04].
<http://www.butech-valve.net/medium_pressure.htm>.
- [11] Bosch Rexroth AG [online]. c2002, last revizion 19.3.2009 [cit. 2009-03-04].
<http://www.boschrexroth.com/corporate/en/products/technology_areas/index.jsp>.
- [12] OLAER [online]. c2004, poslední revize 2.2.2009 [cit. 2009-04-04].
<<http://www.olaer.cz/cz-home.htm>Home >.
- [13] ARGO-HYTOS [online]. c2007, poslední revize 20.2.2009 [cit. 2009-04-04].
<<http://www.filtrovani.cz/vodni-filtry-atlas-filtri.php>>.
- [14] Hydrocom [online]. c1999, poslední revize 4.1.2009 [cit. 2009-04-04].
<<http://www.hydrocom.cz/>>.
- [15] Shell [online]. c2004, poslední revize 23.3.2009 [cit. 2009-05-04].
<http://www.shell.com/home/content/cz-cz/shell_for_businesses/products_catalogue/industry_oils/products_catalogue_io_hydrostat_1111_1141.html>.

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1 - Hydraulické schéma vysokotlaké zkoušečky

Příloha č. 2 - Kusovník vysokotlaké zkoušečky